

KARELIA-AMMATTIKORKEAKOULU
Talotekniikan koulutusohjelma

Kämäräinen Ville

Ilmanvaihtokoneiden energiatehokkuuden parantaminen

Opinnäytetyö
Kesäkuu 2018



OPINNÄYTETYÖ
Kesäkuu 2018
Talotekniikan koulutusohjelma

Tikkarinne 9
80200 JOENSUU
+358 13 260 600 (vaihde)

Tekijä
Ville Kämäräinen

Nimeke
Ilmanvaihtokoneiden energiatehokkuuden parantaminen

Toimeksiantaja

Tiivistelmä

Tämän opinnäytetyön tavoitteena oli tutkia, onko mahdollista saavuttaa säästöjä uusimalla kauppakeskuksen ilmanvaihtokoneiden puhaltimia, lämmöntalteenottojärjestelmiä sekä jälkilämmityspattereiden pumppuja. Opinnäytetyössä keskityttiin seitsemään ilmanvaihtokoneeseen, jotka olivat vielä alkuperäisiä eikä uusittuja.

Opinnäytetyössä verrattiin nykyisten puhaltimien sekä pumppujen sähkönkulutuksia mitoitusohjelmilla mitoitettuihin uusiin komponentteihin ja niiden sähkönkulutuksiin samoissa toimintapisteissä. Lämmöntalteenottojärjestelmiä verrattiin hyötysuhteen sekä asennettavuuden kannalta. Kun tiedettiin vanhojen ja uusien komponenttien energiankulutukset ja investointien hinnat, pystyttiin jokaisesta säästöjä tuottavista kohteista laskemaan takaisinmaksuajat, jotka ilmoittavat kuinka kannattava investointi on.

Lopulta laskennat osoittivat, että osassa koneista on mahdollista saavuttaa säästöjä uusimalla puhaltimia. Uusi lämmöntalteenottojärjestelmä ei yltänyt yhtä korkeisiin hyötysuhteisiin kuin nykyinen. Pumpuissa jokainen pumppu oli energiatehokkaampi kuin nykyinen. Kokonaisuudessaan prosentuaaliset säästöt pumpuissa ja puhaltimissa olivat kahdeksasta prosentista 40 prosenttiin, mutta saavutetut säästöt verrattuna investointien hintaan eivät olleet kannattavia muutamaa komponenttia lukuun ottamatta.

Kieli
suomi

Sivuja 40
Liitteet 3
Liitesivumäärä 3

Asiasanat

Ilmanvaihto, energiatehokkuus, puhallin, lämmöntalteenotto



THESIS
June 2018
Degree Programme in Building
Services Engineering

Tikkarinne 9
80200 JOENSUU
FINLAND
+ 358 13 260 600 (switchboard)

Author
Ville Kämäräinen

Title
Improving Energy Efficiency of Air Supply Units
Commissioned by

Abstract

The aim of this thesis was to examine whether it is possible to achieve savings by renewing a shopping centers air supply unit's fans, heat recovery systems and post-heating coil pumps. In this thesis the targets were the seven air supply units which were original and weren't upgraded.

In the thesis the energy consumption of fans and pumps were compared between current and new components at same operation point. Heat recovery systems were compared between coefficient of performance and installability. When we knew the energy consumptions of current and new fans and pumps and the price of investment, it was possible to calculate the repayment period for all components, which produced savings and thus indicates how profitable the investment is.

At the end the calculations indicate that in some of the air supply unit's it was possible to achieve savings by renewing fans. New heat recovery system didn't achieved as high coefficient performances as the current system. In pumps every pump was more energy efficient than current. In its entirety, the savings in pumps and fans were from eight percent to 40 percent, but aside from few components, the savings gained compared to the price of investment weren't profitable.

Language

Finnish

Pages 40

Appendices 3

Pages of Appendices 3

Keywords

ventilation, energy efficiency, fan, heat recovery

Sisältö

1	Johdanto	4
2	Lähtökohdat	5
3	Lämmöntalteenotto	6
3.1	Levylämmönsiirrin	7
3.2	Pyörivä lämmönsiirrin	9
3.3	Nestekiertoinen lämmönsiirrin	11
4	Puhaltimet	12
4.1	Kammiopuhallin	13
4.2	Radiaalipuhallin	13
4.3	Aksiaalipuhallin	14
4.4	Oikosulkumoottori	15
4.5	EC-moottori	16
4.6	PM-moottori	16
5	Pumput	16
6	Laitteiden valintaperusteet	17
6.1	Puhaltimien valinta	17
6.2	Lämmöntalteenoton valinta	19
6.3	Pumppujen valinta	19
7	Ilmanvaihtokoneiden energialaskenta	20
7.1	Ilmanvaihtokone 7	22
7.2	Ilmanvaihtokone 8	24
7.3	Ilmanvaihtokone 11	26
7.4	Ilmanvaihtokone 12	28
7.5	Ilmanvaihtokone 13	30
7.6	Ilmanvaihtokone 18	32
7.7	Ilmanvaihtokone 20	34
8	Tulokset	36
9	Yhteenveto	39
10	Pohdinta	40
	Lähteet	42

Liitteet

Liite 1	Laskentatulosten tiivistelmä
Liite 2	Esimerkkikuva puhaltimen mitoitusivusta
Liite 3	Esimerkkikuva pumpun mitoitusivusta

1 Johdanto

Nykyisin energiatehokkuuteen kiinnitetään yhä enemmän huomiota muuttamalla järjestelmiä vastaamaan tarvetta, eli välttämään esimerkiksi turhaa lämmittämistä tai jäähdyttämistä. Myös jokainen säästetty kilowatti on säästöä sekä yritykselle että ympäristölle. Nykyisin lainsäädännöllä ohjataan tavoittelemaan ja suunnittelemaan mahdollisimman vähän kuluttavia järjestelmiä, jotta energiaa ei menisi hukkaan.

Tässä opinnäytetyössä oli tavoitteena tutkia, onko mahdollista saavuttaa säästöjä uusimalla ilmanvaihtokoneiden puhaltimia, lämmöntalteenottojärjestelmiä sekä jälkilämmityspattereiden pumppuja. Opinnäytetyön tehtävänä oli selvittää nykyisten komponenttien kulutukset ja verrata niitä uusiin komponentteihin, minkä kautta oli mahdollista saada selville, kuinka kannattavaa komponenttien uusiminen oli. Kohteena oli Joensuussa sijaitseva kauppakeskus.

Tutkimuksessa kerättiin tiedot nykyisten ilmanvaihtokoneiden komponenteista sekä niiden mallitiedoista. Näistä tiedoista saatiin selville huomioon otettavat asiat suunniteltaessa uusia komponentteja. Tämän jälkeen suoritettiin mittaukset, joiden pohjalta pystyttiin vertaamaan nykyisten sekä uusien laitteiden kulutuksia ja selvittämään, onko uusi laite soveltuva sekä teknisesti että taloudellisesti. Kun laitteet valittiin, suoritettiin laskelmat, joiden perusteella pystyttiin määrittämään, kuinka kannattava uuden laitteen investointi on.

2 Lähtökohdat

Opinnäytetyö sai alkunsa ollessani kesäharjoittelussa. Keskustelimme harjoittelun ohjaajan kanssa opinnäytetyöstä ja hän ehdotti, että heidän asiakkaallaan olisi kohde, jossa voitaisiin saavuttaa energiansäästöä uudistamalla ilmanvaihtojärjestelmiä. Ohjaajani oli ensin yhteydessä asiakkaaseen ja heiltä löytyi mielenkiintoa tällaiselle tutkimukselle, jossa selvitetäisiin, miten olisi mahdollista saada energiansäästöjä aikaiseksi nykyaikaistamalla vanhoja ilmanvaihtojärjestelmiä ja mikä olisi kyseisten uudistamisten takaisinmaksuaika.

Opinto-ohjaajan sekä harjoittelun ohjaajan hyväksyttyä opinnäytetyön aihe, olin itse yhteydessä asiakkaan yhteyshenkilöön, jonka kanssa käytiin läpi, mikä tilanne kohteessa oli sillä hetkellä ja mitä säästöjä siellä oli mahdollista saavuttaa. Opinnäytetyötä varten etsin aiempia tutkimuksia aiheista, joissa tutkittiin ilmanvaihtokoneiden energiansäästömahdollisuuksia. Näiden tutkimusten sekä ohjaajani kanssa käytyjen keskusteluiden jälkeen mietimme, mistä olisi mahdollista saavuttaa säästöjä.

Valitsimme mahdollisiksi energiansäästökohteiksi puhaltimien uusimisen suoravetoisiksi puhaltimiksi, lämmöntalteenoton uusimisen ilmanvaihtokoneisiin sekä lämmityspattereiden pumppujen uusimisen. Keskusteltuani toimeksiantajan sekä kohteeseen vuosihuollot tekevän automaatioasentajan kanssa tulimme tulokseen, että kohteessa oli 7 ilmanvaihtokonetta (TK7, TK8, TK11, TK12, TK13, TK18 ja TK20), joiden energiatehokkuutta oli mahdollista parantaa. Kyseiset koneet olivat 80-luvulta, ja niissä kaikissa oli TK7:n aksiaalipoistopuhallinta lukuun ottamatta hihnavetoiset, kaavulliset radiaalipuhaltimet. Lämmöntalteenottosiirtimiä ei ilmanvaihtokoneissa ollut yhtä konetta lukuun ottamatta, vaan niissä käytettiin hyödyksi palautusilmaa. Lisäksi viisi lämmityspatteria palvelevaa pumppua seitsemästä oli jäykällä ohjauksella, kahdessa oli nopeusvalinta yhdestä kolmeen -tehoille.

Alkutietoja kohteesta lähdettiin etsimään arkistoista tutkimalla vanhoja konekortteja, joista löytyi puhaltimien tyyppitiedot. Puhaltimien toimintapisteet

prosentuaalisesti nähtiin etävalvomon kautta, jolloin taajuusmuuttajasta otettiin teho- ja virtalukemat ylös. Näin saatiin tietää kunkin toimintapisteen sähkönkulutukset. Tuotekorteista nähtiin puhaltimien mitoitusilmamäärät sekä paineenkorotustarpeet, joiden pohjalta uusia puhaltimia pystyy mitoittamaan kuhunkin verkostoon. Puhallinkammiot mitattiin myös, jotta tiedettäisiin, kuinka isot puhaltimet mahtuisivat vanhojen tilalle.

Lämmityspattereiden viidessä pumpussa tyyppikilvessä sekä virta- että painehäviötiedot, joiden perusteella pystyttiin mitoittamaan uudet pumput vanhojen tilalle. Kahden pumpun tietoja etsiessä piti olla yhteydessä laitevalmistajaan, jonka kautta saatiin selville kyseisen mallin tyyppitiedot kullakin tehoasetuksella.

Ilmamäärämittaukset tehtiin Swema 3000 ilmamäärämittarilla, missä kanavistojen ilmamääriä mitatessa käytettiin kuumalanka-anemometriä. Ilmamäärämittaukset tehtiin kanavien keskeltä sekä reunasta, minkä keskiarvon mukaista ilmamäärää käytettiin laskennassa. Ilmamäärämittauksissa tuloksiin epävarmuutta aiheuttava tekijä oli suojaetäisyyksien puuttuminen, koska konehuoneissa putkien reitit koneelta läpivienteihin olivat lyhyitä ja niissä oli paljon kulmia. [1.]

Puhaltimien ja lämmityspattereiden pumppujen sähkömittaukset mitattiin CEM DT-3353 True-RMS -pihtimittarilla, jolla saatiin mitattua puhaltimien virta-, jännite-, teho- sekä tehokertoimet jokaiselta vaiheelta. Sähkötehojen mittaukset suoritettiin SFP-oppaan mukaisesti. [2.] Puhaltimet ja pumput toimivat mittaushetkellä yleisimmissä toimintapisteissään, jotka määritettiin kohteen ilmanvaihtoautomaation käyntiaika/puhallintahoseurannan kautta.

3 Lämmöntalteenotto

Ilmanvaihdossa lämmöntalteenottojärjestelmillä otetaan poistoilmassa olevasta lämpöenergiasta talteen mahdollisimman paljon, jotta ilman jälkilämmittämiseen

tarvitsisi käyttää mahdollisimman vähän energiaa. Tämän avulla vähennetään rakennuksen kokonaislämmitysenergian tarvetta. [3, 73.] Lämmöntalteenoton hyötysuhde on tehokkainta silloin, kun lämpötilaerot luovuttavan ja vastaanottavan aineen välillä ovat suuria. Hyötysuhde voidaan määrittää lämpötilan, entalpiian sekä kosteuden avulla. Hyötysuhteeseen vaikuttavat myös ilmavirtojen määrä sekä niiden suhde. [4, 285–287.]

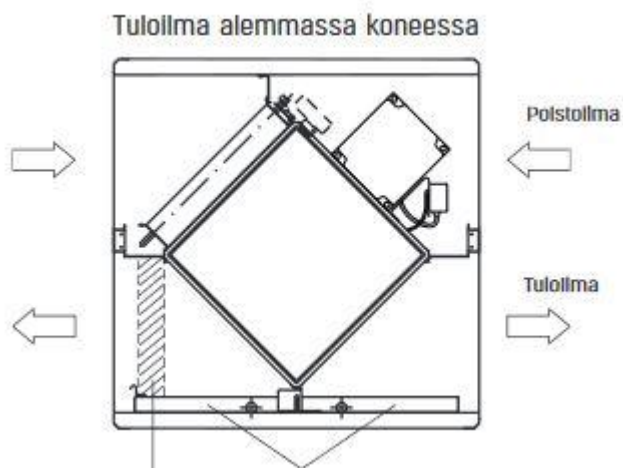
Erilaisia lämmönsiirrintyyppejä ovat levylämmönsiirtimet eli suorat rekuperatiiviset lämmönsiirtimet, pyörivät lämmönsiirtimet eli regeneratiiviset lämmönsiirtimet sekä nestekiertoiset lämmönsiirtimet eli epäsuorat rekuperatiiviset lämmönsiirtimet [4, 285–287].

3.1 Levylämmönsiirrin

Lämmönsiirtimistä levylämmönsiirrin on yksinkertaisin rakenteeltaan, koska se itsessään ei sisällä liikkuvia osia ollenkaan. Lämmönsiirtimen tehonsäädön ja huurtumisenestoon liittyvät sulkupellit ovat ainoita liikkuvia osia. Kennosto on yleensä valmistettu alumiinilevyistä, joidenka raoista ilmavirrat menevät läpi. Ilmavirrat eivät sekoitu eivätkä ole kosketuksissa toistensa kanssa, lämmin poistoilma menee omista raoistaan läpi ja luovuttaa lämpöenergiaa ulkoa tulevalle kylmälle tuloilmalle. [5, 180–181.]

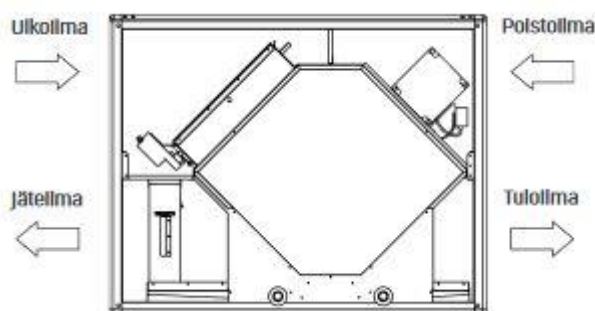
Tehoon levylämmönsiirtimissä eniten vaikuttavin tekijä on siirtopinta-ala, eli miten suurelta alalta ristiin/vastään menevät ilmavirrat ovat toistensa kanssa kosketuksissa. Mahdollisimman suuri lämmönsiirtopinta-ala pyritään saamaan mahdollisimman pieneen tilavuuteen. [5, 286.]

Levylämmönsiirtimiä on vasta- että ristivirtakennoisina. Ristivirta-levylämmönsiirrin on suosittu hygieenisyyden, kustannustehokkaan rakenteen sekä suhteellisen hyvän talteenoton hyötysuhteen takia. Kuten kuvassa 1 näkyy, nimensä mukaisesti ilmavirrat kulkevat ristiin lämmönsiirtimessä, tuloilma sekä poistoilma omien levyvälien kautta, jolloin ne eivät ole kosketuksissa toisiinsa. Ristivirtalämmönsiirtimellä saatavat maksimihyötysuhteet ovat 65 % tasolla. [5, 180–181.]



Kuva 1. Ristivirtalevylämmönsiirrin [6.]

Vastavirta on tehokkain lämmönsiirtotapa virtausgeometrisesti ajateltuna. [4, 286]. Ero geometrisesti vastavirtalämmönsiirtimellä sekä ristivirtalämmönsiirtimellä on pidempi ilmavirtojen kohtaamis-pinta-ala, joten sen myötä vastavirtalämmönsiirtimien hyötysuhteet ristivirtakennoihin nähden ovat parempia. Kuvassa 2 näkyy vastavirtalevylämmönsiirtimen periaatekuva. Nykyisin on jo yli 80 prosentin hyötysuhteella toimivia vastavirtasiirtimiä. Kun lämmöntalteenoton hyötysuhde nousee näin korkeaksi, poistoilman jäähtyminen lämmöntalteenottosiirtimessä aiheuttaa huurtumista, jonka takia jäätymisenesto tulee huomioida tarkemmin. [5, 183.]



Kuva 2. Vastavirtalevylämmönsiirrin [6.]

Levylämmönsiirtimen materiaaliin tulee kiinnittää huomiota, koska kustannukset muodostuvat suurimmaksi osaksi materiaalista. Materiaalia valittaessa tulee ottaa huomioon puhdistettavuus sekä korroosionkesto. Itse materiaalilla ei lämmönsiirron tehokkuuteen ole niin suurta vaikutusta, koska lämmönvastus ei

muodostu lämmönsiirtopinnasta vaan lämmönsiirtopinnan sekä ilmavirtauksen lämmönsiirtymisvastuksesta. [4, 287.]

Mikäli poistoilma on kosteaa, lämmönsiirrinpinnoilla tiivistyy vettä helposti. Tämän takia lämmöntalteenottokennosto tulee viemäroidä. Kun lämpötila laskee alle nollan asteen, tämä kosteus voi mahdollisesti jäätyä ja tämän takia lämmöntalteenottokennosto tulee suojata jäätymiseltä. Ylhäältä alaspäin virtaus poistoilmassa LTO-kennon läpi parantaa tiivistyvän veden poistumista. [4, 287.] Huurtumista levylämmönsiirtimissä voidaan ehkäistä levylämmönsiirtimen ohituspellillä, jolloin kylmä tuloilma menee hetkellisesti lämmöntalteenottokennon ohi ja lämmin poistoilma pääsee sulattamaan siirtimen. Toinen tapa on jakaa lämmöntalteenottosiirrin lohkoihin, jolloin yksi osa siirtimestä on sulatuksessa ja muut osat ovat vielä käytössä. Tällöin lämmöntalteenoton hyötysuhde laskee hetkellisesti, mutta on silti energiatehokkuuden kannalta tehokas. Toinen tapa varsinkin vastavirtalämmönsiirtimissä korkean hyötysuhteen takia on esilämmittää ulkoilma tiettyyn lämpötilaan, jolloin siirtimen jäätyminen ei tapahdu niin helposti. [5, 183.]

3.2 Pyörivä lämmönsiirrin

Pyörivässä lämmönsiirtimessä sen lämmöntalteenotto perustuu pyörivään kiekkoon, minkä läpi tulo- ja poistoilma virtaa. Kuvassa 3 on esimerkki pyörivästä lämmönsiirtimestä. Poistoilma virtaa kiekon läpi yläreunasta ja tuloilma kiekon alareunasta. Tällöin lämmin poistoilmavirta varastoi lämpöä kiekkoon, jonka jälkeen LTO-kiekon pyörimisen takia lämpöä varastoinut kohta tulee tuloilman kohdalle, ja se lämmittää sitä. [3, 75.]

Pyörivässä lämmönsiirtimessä ilmavirrat pääsevät sekoittumaan, joten kosteutta ja epäpuhtauksia siirtyy jonkin verran poistoilmasta tuloilmaan. Tämän vuoksi pyörivissä lämmöntalteenottosiirtimissä on epäpuhtauksien siirtymisen ehkäisemiseksi puhdistussektori, jolla muodostetaan väli tulo- ja poistoilman välille. [3, 75.]



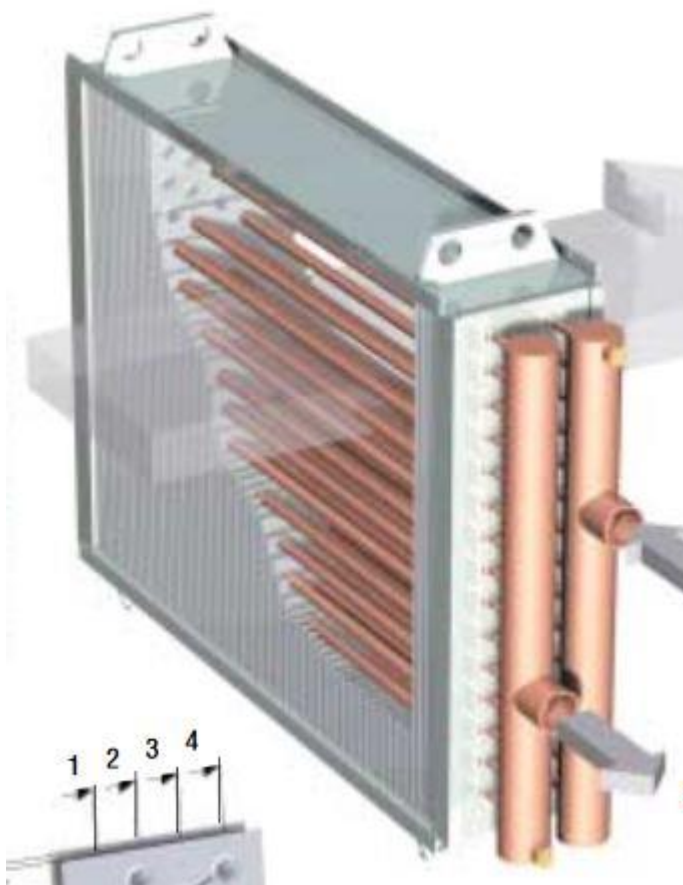
Kuva 3. Pyörivä lämmönsiirrin [6.]

Lämmönsiirtimen tehokkuuteen vaikuttavat lämmöntalteenottokiekon materiaali sekä kiekon ilmavirtausreitit. Mahdollisimman parhaan lämmönsiirtokyvyn saamiseksi ilmavirtausreitit tehdään mahdollisimman pieneksi sekä lämmöntalteenottomateriaali ohueksi. [5, 178.] Lämmöntalteenoton tehoa säädetään myös pyörimisnopeudella. Pyörimisnopeutta kasvattamalla lämmönsiirtokyky kasvaa, mutta vastaan tulee myös raja, milloin tehokkuus ei enää kasva. [3, 75.] Lämmönsiirrin toimii samalla periaatteella kuten vastavirtasiirrin, mutta väliainetta ei ole, jolloin hyötysuhde nousee korkeaksi, noin 75–85 %:iin [5, 178–179].

Pyörivien lämmöntalteenottosiirtimien huurteenpoisto toteutetaan pyörimisnopeutta hidastamalla, jolloin poistoilma ehtii lämmittää siirrintä pitemmän aikaa ja siirrin sulaa. Pyörivän lämmönsiirtimen huurtuminen tapahtuu hitaasti, mutta sulatus tapahtuu 15–20 minuutissa. Tässä vaiheessa hitaan pyörimisnopeuden takia lämmöntalteenoton hyötysuhde laskee noin 20–30 %:iin. [5, 179.]

3.3 Nestekiertoinen lämmönsiirrin

Nestekiertoinen lämmöntalteenottojärjestelmä toimii tulo- ja poistoilmavirtaan liitettyjen lämmönsiirtopatteria avulla, joiden välillä kiertää väliaineena neste. Lämmin poistoilmavirta lämmittää patteria ja sen sisällä kiertävää nestettä, jonka jälkeen patterissa lämmennyt vesi pumpataan tuloilmapatteriin, jossa se lämmittää viileää tuloilmaa. Kuvassa 4 näkyy nestekiertoisen patterin rakenne. Väliaineena yleensä käytetään veden ja glykolin tai vastaavan jäätymisenestoaineen seosta, jota kierrätetään pumpulla pattereiden välillä. Vaikka vesi olisi optimaalisin väliaine, sitä ei voida käyttää, koska vesi jäätyy, kun lämpötila laskee alle nollan asteen. Lämmönsiirtokapasiteetin takia kuitenkin jäätymisenestoaineen pitoisuus pyritään pitämään mahdollisimman alhaisena. Lämmönsiirtopinta-alaa tarvitaan tässä järjestelmässä enemmän, koska lämpötilaerot ovat pienempiä. [5, 184.]



Kuva 4. Glykoli-lämmöntalteenottopatteri [6.]

Tässä järjestelmässä ilmavirrat eivät sekoitu, koska ne ovat toisistaan erotetut. Varsinkin saneerauskohteissa tämä lämmöntalteenottojärjestelmä hyvä, koska rakenteelliset syyt monesti ovat esteenä muunlaisen lämmöntalteenottojärjestelmän asennuksessa. [5, 184.]

Tehoa pystytään muuttamaan säätämällä virtaavan nesteen nopeutta. Järjestelmä varustetaan 3-tieventtiilillä, jotta osa virtaavasta nesteestä voidaan ohjata ohi toisesta patterista, jolloin virtaama ja tämän kautta lämmöntalteenotto pienenee ja tavoiteltu lämpötila tuloilmalle on mahdollista saavuttaa. Lämmöntalteenoton tehoa tulee pystyä säätämään, jos halutaan estää poistoilmapatterin jäätyminen tai haluttu sisäilman lämpötila on alhaisempi, mitä lämmöntalteenoton aiheuttama hyöty tuottaa. [5, 184–185.]

4 Puhaltimet

Puhallin on keskeinen osa ilmanvaihtojärjestelmiä. Niitä käytetään ilman siirtämiseen kanavistoissa sekä eri huonetiloissa. Tärkeimmät osat puhaltimessa ovat puhallinpyörä sekä sitä pyörittävä moottori. Pyörivä puhallinpyörä siirtää ilmaa ja muodostaa painetta. Puhaltimen tuottamaan paineeseen pääosin vaikuttaa puhallinpyörän kehänopeus. Yleensä sähkömoottori pyörittää puhallinpyörää. Puhaltimen tehtävä on kasvattaa kokonaispainetta sen läpi virtaavassa ilmassa. Dynaaminen paine sekä staattinen paine muodostavat kokonaispaineen. Dynaamista painetta pyritään vähentämään niin paljon kuin mahdollista, koska se aiheuttaa ääniä sekä häviöitä. [5, 174.]

Puhaltimen tuottamaa ilmavirtaa säädetään muokkaamalla puhallinpyörän pyörimisnopeutta. Tämä onnistuu joko taajuusmuuttajalla tai hihnavetoisissa puhaltimissa välityssuhdetta muokkaamalla. Mikäli ilmamäärä on muuttuva, tällöin ohjaus tapahtuu monesti taajuusmuuttajalla. [5, 174.]

Erilaisia puhallintyypppejä ovat kammiopuhaltimet, radiaalipuhaltimet, aksiaalipuhaltimet sekä erilaisia puhallinmoottorityyppejä ovat

oikosulkumoottorit, EC- eli elektronisesti kommutoitu moottori ja PM- eli kestopagneettimoottori. [5, 174–177.]

4.1 Kammiopuhallin

Kuvan 5 tapainen kammiopuhallin on nykyisin yleisin ja käytetyin puhallintyyppi, koska se on kaavullisiin puhaltimiin verrattuna hygieenisempi, tasapainotettavampi sekä helpompi pitää puhtaana. Se on radiaalipuhallin, jossa ei ole kaapua ympärillään ja tämän takia siinä ei muodostu staattisen paineen nousua vastaavalla tavalla kuin kaavullisessa puhaltimessa. Siksi kammiopuhaltimen hyötysuhde on hieman alhaisempi kuin radiaalipuhaltimen. Kammiopuhaltimen suorakäyttöisyys on syy, miksi se on syrjäyttänyt lähes kokonaan kaavullisen radiaalipuhaltimen. [5, 176.]



Kuva 5. Kammiopuhallin [6.]

4.2 Radiaalipuhallin

Radiaalipuhaltimet eli keskipakoispuhaltimet olivat ennen kammiopuhaltimien yleistymistä lähes ainoa ilmankäsittelyssä käytetty puhallinmalli.

Radiaalipuhaltimen spiraalikaapu on optimaalinen diffuusori, kun ilmavirta muutetaan staattiseksi paineeksi, kuten kuvasta 6 näkee. Tämän vuoksi radiaalipuhaltimien hyötysuhde on korkea, parhaillaan 85 %. Hihnäkäyttö heikentää hyötysuhdetta verraten suoravetoiseen, mutta silti suurilla ilmavirroilla sekä sähkötehon tarpeilla hihnäkäytöllä hyötysuhde pysyy korkeana. [5, 176–177.]



Kuva 6. Radiaalipuhallin [6.]

4.3 Aksiaalipuhallin

Aksiaalipuhaltimet ovat nimensä mukaisesti akselinsa suuntaan puhaltavia puhaltimia, vrt. radiaalipuhallin, jossa akseli on ilmanvirtaussuuntaan nähden poikittain. Se koostuu radiaalipuhaltimen tapaan kaavusta, joka on sylinterin muotoinen sekä puhallinpyörästä, kuten kuvassa 7 näkyy. Toiminnaltaan aksiaalipuhaltimia pystyy vertaamaan hyvin potkureihin. [5, 197–198.]

Kokoonsa nähden aksiaalipuhallin pystyy tuottamaan suuren ilmavirran, mutta sen paineenkorotuskyky on alhaisempi verraten radiaalipuhaltimiin. Paineenkorotustarpeen ollessa korkea pyörimisnopeudensäädöllä pystytään

pääsemään paineenkorotustarpeeseen. Tällöin kuitenkin puhallin ei toimi ominaiskäyrällään ja puhallin menee epävakaalle alueelle, jota kutsutaan sakkausalueeksi. Myös kierrosnopeutta nostamalla äänitaso nousee, jolloin äänenvaimennukseen tulee kiinnittää huomiota. [5, 197–198.]



Kuva 7. Aksiaalipuhallin [6.]

4.4 Oikosulkumoottori

3-vaiheinen oikosulkumoottori on perinteinen moottorityyppi ilmankäsittelyssä, mikä kytketään joko taajuusmuuttajalla tai suoraan 3 x 400 V verkkoon. Hyötysuhteeltaan oikosulkumoottori on korkeilla pyörimisnopeuksilla hyvä, mutta osatehoilla moottorin hyötysuhde laskee. Taajuusmuuttajalla ohjattaessa tulee kaapelin olla EMC-suojattua, jottei suurtaajuushäiriöitä esiinny. Tämän takia myös taajuusmuuttajan ja puhaltimen välimatka tulee pitää mahdollisimman lyhyenä. [5, 175.]

4.5 EC-moottori

EC- eli elektronisesti kommutoitu moottori ovat hyvä vaihtoehto moottoreiksi ilmanvaihtokoneisiin, kun ei tarvita taajuusmuuttajaohjausta ja ohjaus- sekä syöttöjohto pystytään viemään suoraan moottorille asti. Verraten taajuusmuuttajakäyttöön, tässä ei synny suurtehohäiriöitä. Toiminta-alue EC-moottoreilla on oikosulkumoottoreihin taajuusmuuttajakäytössä laajempi sekä hyötysuhde on parempi säätöalueella. [5, 175.]

4.6 PM-moottori

PM-moottori eli kestopagneettimoottori on puhallinkäyttöön soveltuva moottori ja vaikka se on rakenteeltaan oikosulkumoottorin tapainen, se on IE3-luokan oikosulkumoottoreihin nähden energiatehokkaampi. Varsinkin osatehoilla PM-moottoreiden hyötysuhde on korkeampi. PM-moottoreiden ohjaus onnistuu ainoastaan taajuusmuuttajalla sekä niitä on saatavilla laajasti eri teholuokissa. [5, 175.]

5 Pumput

Pumpulla saadaan neste liikkumaan lämmitysjärjestelmässä. Keskipakoispumppu on yleisin pumpputyyppejä lämmitysjärjestelmissä, missä paineen muodostus tapahtuu keskipakovoimalla. Keskipakoispumpussa vesi virtaa juoksupyörään, mikä antaa kineettistä energiaa vedelle, mistä vesi siirtyy paineaukkoa kohti. Tämän jälkeen virtausaukko laajenee ja aiemmin pumpun tuottama kineettinen energia muuttuu paine-energiaksi. Pumput tulee mitoittaa suunnitteluvirtaamalla, koska tällöin hyötysuhde pumpulla on parhaimmillaan ja se toimii energiatehokkaasti. [7, 229–245.]

Pumppuja mitoitettaessa sekä uusiessa tulee tietää pumpun mitoitusvirtaama sekä tarvittava nostokorkeus. Myös liitäntäyhteen koko tulee tietää, jotta pumppu sopii entisen tilalle mahdollisimman helposti. Energiankulutusta laskettaessa tulee myös tietää nostokorkeuden sekä virtaaman kautta saatava pumpun tehonkulutus, mikä on jokaisella pumpulla omanlainen. Tämän tiedon löytää pumppuvalmistajan tyyppikäyrästä, kun tiedetään pumppumalli. [7, 229–245.]

Pumppujen säätö toteutetaan usein pyörimisnopeutta säätämällä. Se toimii joko portaallisesti, eli pumpussa on manuaalinen valinta esimerkiksi yhdestä kolmeen tehoaste. Toinen yleistävä ohjaustapa on taajuusmuuttajaohjaus, millä saavutetaan portaaton säätö pumpun toiminnassa. Tällöin pumpun toimintapisteeseen päästään tarkalleen, eikä ylimääräistä energiaa kulu pumpun toiminnassa. [7, 229–245.]

6 Laitteiden valintaperusteet

Tutkimukseen valittavien laitteiden ominaisuuksia sekä seurattavia arvoja selitetään seuraavissa luvuissa. Laitteiden valintaan vaikutti niiden soveltuvuus kohteeseen sekä niiden mahdollisimman vähäinen energiankulutus.

6.1 Puhaltimien valinta

Puhaltimia valittaessa oltiin yhteydessä puhallinvalmistajiin, joiden kanssa päätettiin, minkälaiset vaihtoehdot olisivat soveltuvia kohteisiin. Mitoitusohjelmana käytettiin Fläktwoods Centriware -mitoitushjelmaa, millä uudet puhaltimet mitoitettiin vastaaviin toimintapisteisiin, missä vanhat puhaltimet toimivat.

Puhaltimia valittaessa määrittelevät arvot olivat ilmamäärä, paineenkorotustarve sekä kammion koko, jotta oikean kokoinen puhallin saadaan mitoitettua sekä mahtumaan puhallinkammioon [8]. Nykyisin puhaltimina yleisimmin käytetään suoravetoisia kammiopuhaltimia, joita löytyy oikosulkumoottorilla, EC-moottorilla sekä PM-moottorilla. Ohjelmasta saatavan laskennallisen energialaskennan kautta saatiin puhaltimen kulutustiedot toimintapisteissä ja näiden tietojen perusteella päädyttiin PM-moottoreihin yhtä puhallinta lukuun ottamatta. Suurten kanavailmamäärien sekä paineenkorotustarpeiden takia EC-moottoreista ei löytynyt niin hyvin sopivia puhaltimia muihin, kun pienimpiin ilmanvaihtokoneisiin. PM-moottoreilla päästiin myös mitoituksellisesti pienempään energiankulutukseen kuin oikosulkumoottoreilla.

Puhaltimien SFP-arvo oli myös huomioitava tekijä. SFP-arvolla ilmoitetaan puhaltimen ominaissähkökulutus, eli kuinka paljon se kuluttaa sähköä siirtämäänsä ilmamäärää kohtaan. SFP-luvun laskenta on esitetty kaavassa 1 [2]:

$$SFP = \frac{P_{tuloilmapuhaltimet} + P_{poistoilmapuhaltimet}}{q_{max}} \quad (1)$$

missä

SFP = ilmanvaihtojärjestelmän ominaissähköteho, kW/(m³/s)

$P_{tuloilmapuhaltimet}$ = tulopuhaltimien ottama sähköteho yhteensä, kW

$P_{poistoilmapuhaltimet}$ = poistoilmapuhaltimien ottama sähköteho yhteensä, kW

q_{max} = mitoitettava jäteilmavirta tai ulkoilmavirta, m³/s.

Suomen rakentamismääräyskokoelmassa sanotaan, että koneellisen ilmanvaihtokoneen ominaissähköteho eli SFP-luku saa olla korkeintaan 1,8 kW/(m³/s), eli yhden kuutiollisen ilmaa siirtämiseen sekunnissa saa mennä sähköä enintään 1,8 kW. [9.] Vuonna 2003 SFP-arvon ylärajana on ollut 2,5 kW/(m³/s), minkä jälkeen vuonna 2012 maksimiarvoksi on määritelty 2,0 kW/(m³/s). Tämä osoittaa nykypäivän trendiä, missä energiatehokkuuteen pyritään panostamaan sekä lainsäädännöllä ohjaamaan. [10.] SFP-luvussa otetaan huomioon koko rakennuksen ja tässä opinnäytetyössä tutkittavien

ilmanvaihtokoneiden puhallin- SFP-arvot, jotka sisältävät myös puhaltimien sekä niiden moottorien lisäksi taajuusmuuttajien sähkötehon. [2.]

6.2 Lämmöntalteenoton valinta

Puhaltimia mitoittaessa tarvittiin myös lämmöntalteenotosta aiheutuvan painehäviön tiedot, jotta puhaltimien teho kompensoisi sekä kanaviston että lämmöntalteenotosta lisäksi tulevan paineenkorotustarpeet.

Lämmöntalteenottopattereiden mitoitukset tehtiin Fläktwoods Coils -ohjelmalla, jossa pystyttiin mitoittamaan pattereiden tarvittavat tehot halutussa hyötysuhteessa. Lisäksi saatiin tietää pattereiden aiheuttama kanavistoon tuleva lisäpaineenkorotustarve, mikä pitää puhaltimilla pystyä kanavistosta aiheutuvan painehäviön lisäksi voittamaan. Lämmöntalteenottotavaksi valittiin nestekiertoinen lämmöntalteenottojärjestelmä, koska koneiden ja kanavasijoitusten takia se olisi vaihtoehto, mikä pystytään tekemään. Levylämmönsiirrin ja pyörivä lämmönsiirrin vaatii koneissa suuria muokkaustoimenpiteitä, jotta siirtimet saataisiin mahtumaan. Nestekiertopattereiden hyötysuhteeksi määriteltiin 50 %, jolloin lämmöntalteenottopinta-ala ja sitä myötä myös patterin paksuus eivät kasva liian suuriksi ja että ne mahtuisivat nykyisten ilmanvaihtokoneiden kammioihin.

6.3 Pumppujen valinta

Lämmityspattereiden pumppujen mitoituksessa oltiin yhteydessä pumppuvalmistajiin, joiden kanssa selvitettiin vanhojen pumppujen toimintapisteet sekä sähkönkulutukset niissä toimintapisteissä, minkä jälkeen mitoitettiin uudet lämmityskierron pumput. Tarvittavat tiedot uusia pumppuja mitoittaessa olivat nostokorkeus sekä virtaama. Näillä toimintapisteiden tiedoilla löytyivät soveltuvat pumput, sekä toimintapisteiden tehonkulutus.

Uudet pumput olivat taajuusmuuttajaohjattuja, joten virtaamissa päästiin tarkasti mitoitusarvoihin ja energiankulutus saatiin minimiin. Myös taajuusmuuttajaohjaus verraten yksinopeus- että pyörimisnopeussäätöön on huomattavasti joustavampi, mikäli halutaan muuttaa virtaamia. Kohteessa pumput olivat pyörineet vakionopeudella, 2-tieventtiilillä virtausta kuristamalla sekä vaihtimeen tulevan veden lämpötilalla säädettiin patterien lämmitystehoa.

Pumppujen käyntiajat laskettiin vuoden 2017 Joensuun Linnunlahden säätilastojen mukaan, missä oli jokaiselta tunnilta lämpötila-arvot [11]. Kun tiedettiin ulkolämpötilat, milloin pumput eivät ole päällä, pystyttiin laskemaan prosentuaalinen arvo, mikä on jokaisen pumpun vuosittainen käyntiaika.

7 Ilmanvaihtokoneiden energialaskenta

Säästölaskelmat perustuvat mitattuihin tehoarvoihin puhaltimien yleisessä toimintapisteessä sekä uusien puhaltimien samassa toimintapisteessä kuluttamaan laskennalliseen tehoon, käyntiaikatietoihin sekä energian hintaan. Nämä tiedot saatiin Fläktwoodsın Centriware -mitoitusohjelmasta. Käyntiaikatiedot saatiin kiinteistön automaation kautta konekohtaisesta seurannasta.

Puhaltimen kuluttama sähköenergia on esitetty kaavassa 2 [12, 941]:

$$W = P * t, \quad (2)$$

missä

P = teho, kW

t = aika, h

Tämän jälkeen, kun tiedettiin vuotuinen sähkönkulutus ja energian hinta, niin saatiin tietää puhaltimen kuluttaman sähkön kokonaishinta. Puhaltimien laskuissa on laskettu uusien puhaltimien kulutukset ja säästöt ilman lämmöntalteenoton lisäämistä, jolloin paineenkorotustarve ei ole niin suuri.

Laskennassa huomioitiin tilanne myös lämmöntalteenoton kanssa, jolloin sen kennoston aiheuttama painehäviö kasvatti puhaltimen voitettavan painehäviön määrää. Liitteessä 2 on esimerkkikuva puhaltimen mitoitusiedoista. SFP-arvot ovat laskettu puhallinkohtaisesti ja koko koneelle kaavan 1 tavalla.

Lopuksi kun tiedettiin uuden puhaltimen hinta sekä sen sähkönkulutus, niin voitiin laskea, kuinka nopeasti puhaltimen uusiminen maksaa itsensä takaisin. Tässä laskennassa huomioidaan investoinnit, ei työn osuutta. Energian hintana käytetään 0,09 e/kWh, mihin sisältyy sähkön kulutus sekä sähkönsiirto.

Pumpuissa laskenta perustui samaan periaatteeseen kuin puhaltimissa, eli kun tiedettiin nykyisten ja vanhojen pumppujen tehonkulutukset sekä käyntiajat, pystyttiin laskemaan vuositasolla energiankulutus. Tämän jälkeen energiankulutus kerrottiin energian hinnalla, minkä kautta saatiin energian hinta vuodessa. Liitteessä 3 on esimerkkikuva mitoitusiedoista.

Lämmöntalteenottojärjestelmänä kuudessa ilmanvaihtokoneessa seitsemästä toimi palautusilma eli poistoilmaa kierrätettiin takaisin tulokanavistoihin suodattimien läpi. TK20:ssä lämmöntalteenottona toimi ristivirtalämmönsiirrin, joten siihen ei tarvitse lisätä lämmöntalteenottoa. Kanavistoissa sekä ilmanvaihtokoneissa oli paine-ero -, lämpötila- ja hiilidioksidimittaukset, joiden perusteella palautusilman moottoripelti toimi. Lämmöntalteenoton hyötysuhde saatiin laskettua, kun tiedettiin ulkoilman lämpötila, tuloilman lämpötila lämmöntalteenoton jälkeen sekä poistoilman lämpötila.

Nestekiertoisen lämmöntalteenottopatterin hyötysuhteena mitoituksessa toimi 50 %. Nykyinen kiertoilman hyötysuhde riippui ulkoilman ja sisäilman lämpötilaerosta. Etävalvomon automaatiojärjestelmästä tarkasteltuna talvisin nykyisen lämmöntalteenoton hyötysuhde oli parhaillaan 95 % kaikissa ilmanvaihtokoneissa. Lämpimien kelien aikaan kiertoilman hyötysuhde oli 0 %, jolloin on kannattavampaa ottaa mahdollisesti viileämpää ulkoilmaa kuin lämpimämpää sisäilmaa kiinteistön kesäajan lämpenemisen estämiseksi.

Nestekiertoisen lämmöntalteenottopatterin lisääminen ei tule saavuttamaan säästöjä vaan lisäämään lämmityskuluja heikentyvän hyötysuhteen takia unohtamatta investoinnista lisäksi tulevia kustannuksia. Tämän takia tarkempia

laskelmia ei säästöjen kannalta ole mahdollista laskea, koska jo hyötysuhteesta on mahdollista sanoa, ettei tämä ole kannattava ratkaisu.

7.1 Ilmanvaihtokone 7

TK7:n tulopuhallin kulutti toimintapisteessään (Tulo 6 m³/s, 475 Pa ja poisto 3 m³/s, 350 Pa) 1,65 kW ja poistopuhallin 1,1 kW. Kuvassa 8 on TK7:n käyttöajat. Kaavan 2 mukaan puhaltimien sähkönkulutus on vuodessa:

tulopuhallin	1,65 kW * 4912,96 h = 8106,384 kWh.
SFP-luku	0,275
poistopuhallin	1,10 kW * 4912,96 h = 5404,256 kWh.
SFP-luku	0,366
SFP-luku IV-kone yhteensä	0,458

Tällöin vuotuinen energian hinta on nykyisillä puhaltimilla:

tulopuhallin	8106,384 kWh * 0,09 e/kWh = 729,57 e
poistopuhallin	5404,256 kWh * 0,09 e/kWh = 486,38 e

TK7	
ma-la 7:10-21:00	
su 9:30-21:00	
käyntiaika	
13,83	tuntia/ma-la
11,5	tuntia/sunnuntai
312	arkipäivää ja lauantaita
52	sunnuntaita
4912,96	käyttöaika/vuosi

Kuva 8. Käyntiaikataulukko TK7

TK7:ssä jouduttiin mitoittamaan tulopuhaltimet kahdella puhaltimella, koska muutoin soveltuvaa puhallinta ei nykyisen tilalle löytynyt. Kammion koko oli rajoittava tekijä soveltuvimpiin puhaltimiin.

Uusien puhaltimien energiankulutukset toimintapisteissä:

tulopuhallin	$2,184 \text{ kW} * 4912,96 \text{ h} * 2 = 21459,808 \text{ kWh}$
SFP-luku	0,728
poistopuhallin	$1,637 \text{ kW} * 4912,96 \text{ h} = 8042,515 \text{ kWh}$
SFP-luku	0,546
SFP-luku koneelle yhteensä	1,0

Tällöin vuotuinen energian hinta on uusilla puhaltimilla:

tulopuhallin	$21459,808 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 1931,38 \text{ e}$
poistopuhallin	$8042,515 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 723,82 \text{ e}$

Puhaltimia uusittaessa puhaltimien kulutus lisääntyy tulopuhaltimessa 264,7 % ja poistopuhaltimessa 48,8 %. Rahallisesti tämä tarkoittaa tulopuhaltimessa 1201,81 e/vuosi ja poistopuhaltimessa 237,44 e/vuosi nousua verraten alkuperäisiin puhaltimiin.

TK7:ssa jälkilämmityspatterin pumpun käyntiaika laskennallisesti vuodessa oli 7731,44 tuntia sekä nykyinen sähkönkulutus 0,17 kW, joten vuosittainen sähkönkulutus on:

$$7731,44 \text{ h} * 0,17 \text{ kW} = 1314,345 \text{ kWh}$$

Energian hinta:

$$1314,345 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 118,29 \text{ e}$$

Uudella pumpulla samassa mitoituspisteessä pumpun laskennallinen sähkönkulutus on 0,11 kW, joten vuosittainen sähkönkulutus on:

$$7731,44\text{h} * 0,11\text{ kW} = 850,458\text{ kWh}$$

Energian hinta:

$$850,458\text{ kWh} * 0,09\text{ e/kWh} = 76,54\text{e}$$

Tällöin prosentuaalinen säästö pumpuissa on 35,3 % ja rahallinen säästö 41,75 e/vuosi.

7.2 Ilmanvaihtokone 8

TK:n tulopuhallin kulutti toimintapisteessään (Tulo 8 m³/s, 350 Pa ja poisto 6,2 m³/s, 250 Pa) 3,9 kW ja poistopuhallin 4,61 kW. Kuvassa 9 on TK8:n käyttöajat. Kaavassa 2 mukaan puhaltimien sähkönkulutus on vuodessa:

tulopuhallin	$3,90\text{ kW} * 5171,92\text{ h} = 20170,488\text{ kWh}.$
--------------	---

SFP-luku	0,487
----------	-------

poistopuhallin	$4,61\text{ kW} * 5171,92\text{ h} = 23842,551\text{ kWh}.$
----------------	---

SFP-luku	0,768
----------	-------

SFP-luku koneelle yhteensä	1,06
----------------------------	------

Tällöin vuotuinen energian hinta on nykyisillä puhaltimilla:

tulopuhallin	$20170,488\text{ kWh} * 0,09\text{ e/kWh} = 1815,34\text{ e}$
--------------	---

poistopuhallin	$23842,551\text{ kWh} * 0,09\text{ e/kWh} = 2145,82\text{ e}$
----------------	---

TK8	
ma-la 6:30-21:10	
su 9:30-21:00	
käyntiaika	
14,66	tuntia/ma-la
11,5	tuntia/sunnuntai
312	arkipäivää ja lauantaita
52	sunnuntaita
5171,92	käyttöaika

Kuva 9. Käyntiaikataulukko TK8

TK8:ssä myös jouduttiin mitoittamaan puhaltimet kahdella puhaltimella, koska muutoin soveltuvaa puhallinta ei nykyisen tilalle löytynyt. Kammion koko oli rajoittava tekijä soveltuvimpiin puhaltimiin.

Uusien puhaltimien energiankulutukset toimintapisteissä:

tulopuhallin	$2,164 \text{ kW} * 5171,92 \text{ h} * 2 = 22384,069 \text{ kWh}$
SFP-luku	0,541
poistopuhallin	$1,500 \text{ kW} * 5171,92 \text{ h} * 2 = 15515,760 \text{ kWh}$
SFP-luku	0,469
SFP-luku koneelle yhteensä	0,916

Tällöin vuotuinen energian hinta on uusilla puhaltimilla:

tulopuhallin	$22384,069 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 2014,56 \text{ e}$
poistopuhallin	$15515,760 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 1396,41 \text{ e}$

Puhaltimia uusittaessa tulopuhaltimella energian prosentuaalinen tarve nousi 10,9 % ja poistopuhaltimella tarve laski 34,9 %. Rahallisesti tämä tarkoittaa tulopuhaltimen osalta 199,22 e/vuosi nousua ja poistopuhaltimessa 749,41 e/vuosi säästöä.

TK8:ssa jälkilämmityspatterin pumpun käyntiaika laskennallisesti vuodessa oli 7731,44 tuntia sekä nykyinen sähkönkulutus 0,17 kW, joten vuosittainen sähkönkulutus on:

$$7731,44 \text{ h} * 0,17 \text{ kW} = 1314,34 \text{ kWh}$$

Energian hinta:

$$1314,34 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 118,29 \text{ e}$$

Uudella pumpulla samassa mitoitusasteessa pumpun laskennallinen sähkönkulutus on 0,102 kW, joten vuosittainen sähkönkulutus on:

$$7731,44 \text{ h} * 0,102 \text{ kW} = 788,60 \text{ kWh}$$

Energian hinta:

$$788,60 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 70,97 \text{ e}$$

Tällöin prosentuaalinen säästö pumpuissa on 40,0 % ja rahallinen säästö 47,32 e/vuosi.

7.3 Ilmanvaihtokone 11

TK11:n tulopuhallin kulutti toimintapisteessään (Tulo 2,1 m³/s, 230 Pa ja poisto 1,8 m³/s, 220 Pa) 0,72 kW ja poistopuhallin 0,63 kW. Kuvassa 10 on TK11:n käyttöajat. Kaavan 2 mukaisesti puhaltimien sähkönkulutus on vuodessa:

tulopuhallin	$0,72 \text{ kW} * 4383,6 \text{ h} = 3156,192 \text{ kWh}.$
--------------	--

SFP-luku	0,342
----------	-------

poistopuhallin	$0,63 \text{ kW} * 4383,6 \text{ h} = 2761,668 \text{ kWh}.$
----------------	--

SFP-luku	0,35
----------	------

SFP-luku koneelle yhteensä	0,64
----------------------------	------

Tällöin vuotuinen energian hinta on nykyisillä puhaltimilla:

tulopuhallin $3156,192 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 284,05\text{e}$

poistopuhallin $2761,668 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 248,55\text{e}$

TK11	
Ma-Pe 7:30-21:10	
La 7:30-18:30	
Su ei päällä	
käyntiaika	
14,66	tuntia/arkipäivä
11	tuntia/lauantai
0	tuntia/sunnuntai
260	arkipäivää
52	lauantaita
52	sunnuntaita
4383,6	käyntiaika/vuosi

Kuva 10. Käyntiaikataulukko TK11

Uusien puhaltimien energiankulutukset toimintapisteissä:

tulopuhallin $0,778 \text{ kW} * 4383,6 \text{ h} = 3410,440 \text{ kWh}$

SFP-luku 0,370

poistopuhallin $0,704 \text{ kW} * 4383,6 \text{ h} = 3086,054 \text{ kWh}$

SFP-luku 0,391

SFP-luku koneelle yhteensä 0,705

Tällöin vuotuinen energian hinta on uusilla puhaltimilla:

tulopuhallin $3410,440 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 306,93 \text{ e}$

poistopuhallin $3086,054 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 277,74 \text{ e}$

Puhaltimet uusittaessa prosentuaalinen energiakulutus nousi tulopuhaltimessa 8 % ja poistopuhaltimessa nousi 11,7 %, joka tarkoittaa rahallisesti tulopuhaltimessa 22,88 e/vuosi sekä poistopuhaltimessa 29,19 e/vuosi nousua.

TK11:ssa jälkilämmityspatterin pumpun käyntiaika laskennallisesti vuodessa oli 7468,3 tuntia sekä nykyinen sähkönkulutus 0,045 kW, joten vuosittainen sähkönkulutus on:

$$7468,3 \text{ h} * 0,045 \text{ kW} = 336,07 \text{ kWh}$$

Energian hinta:

$$336,07 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 30,24 \text{ e}$$

Uudella pumpulla samassa mitoitusasteessa pumpun laskennallinen sähkönkulutus on 0,037 kW, joten vuosittainen sähkönkulutus on:

$$7468,3 \text{ h} * 0,037 \text{ kW} = 276,32 \text{ kWh}$$

Energian hinta:

$$276,32 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 24,86 \text{ e}$$

Tällöin prosentuaalinen säästö pumpuissa on 17,8 % ja rahallinen säästö 5,38 e/vuosi.

7.4 Ilmanvaihtokone 12

TK12:n tulopuhallin kulutti toimintapisteessään (Tulo 1,4 m³/s, 840 Pa ja poisto 1,4 m³/s, 830 Pa) 1,26 kW ja poistopuhallin 1,17 kW. Kuvassa 11 on TK12:n käyttöajat. Kaavan mukaisesti puhaltimien sähkönkulutus on vuodessa:

tulopuhallin	$1,26 \text{ kW} * 3900 \text{ h} = 4914 \text{ kWh}.$
--------------	--

SFP-luku	0,9
----------	-----

poistopuhallin	$1,17 \text{ kW} * 3900 \text{ h} = 4563 \text{ kWh}.$
----------------	--

SFP-luku	0,835
----------	-------

SFP-luku koneelle yhteensä	1,735
----------------------------	-------

Tällöin vuotuinen energian hinta on nykyisillä puhaltimilla:

tulopuhallin $4914 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 442\text{e}$

poistopuhallin $4563 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 410\text{e}$

TK12	
ma-pe klo 8:45-21:10	
la 8:45-17:45	
su 11:45-18	
käyntiaika	
12	tuntia/arkipäivä
9	tuntia/lauantai
6	tuntia/sunnuntai
260	arkipäivää
52	lauantaita
52	sunnuntaita
3900	käyntiaika/vuosi

Kuva 11. Käyntiaikataulukko TK12

Uusien puhaltimien energiankulutukset toimintapisteissä:

tulopuhallin $1,950 \text{ kW} * 3900,0 \text{ h} = 7605 \text{ kWh}$

SFP-luku 1,381

poistopuhallin $1,914 \text{ kW} * 3900,0 \text{ h} = 7464,6 \text{ kWh}$

SFP-luku 1,367

SFP-luku koneelle yhteensä 2,748

Tällöin vuotuinen energian hinta on uusilla puhaltimilla:

tulopuhallin $7605 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 684,45 \text{ e}$

poistopuhallin $7464,6 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 671,81 \text{ e}$

Puhaltimet uusittaessa prosentuaalinen nousu tulopuhaltimessa on 54,7 % ja poistopuhaltimessa tulee nousua 63,5 %. Rahallisesti tulopuhallin kuluttaa 242,45 e/vuodessa enemmän ja poistopuhallin 261,81 e/vuosi enemmän.

TK12:ssa jälkilämmityspatterin pumpun käyntiaika laskennallisesti vuodessa oli 6921,15 tuntia sekä nykyinen sähkönkulutus 0,04 kW, joten vuosittainen sähkönkulutus on:

$$6921,15 \text{ h} * 0,04 \text{ kW} = 276,84 \text{ kW/h}$$

Energian hinta:

$$276,84 \text{ kW/h} * 0,09 \text{ e/kW/h} = 24,91 \text{ e}$$

Uudella pumpulla samassa mitoitusasteessa pumpun laskennallinen sähkönkulutus on 0,023 kW, joten vuosittainen sähkönkulutus on:

$$6921,15 \text{ h} * 0,023 \text{ kW} = 159,18 \text{ kW/h}$$

Energian hinta:

$$159,18 \text{ kW/h} * 0,09 \text{ e/kW/h} = 14,32 \text{ e}$$

Tällöin prosentuaalinen säästö pumpuissa on 42,5 % ja rahallinen säästö 10,59 e/vuosi.

7.5 Ilmanvaihtokone 13

TK13:n tulopuhallin kulutti toimintapisteessään (Tulo 1,1 m³/s, 160 Pa ja poisto 1,6 m³/s, 255 Pa) 0,84 kW ja poistopuhallin 0,5 kW. Kuvassa 12 on TK13:n käyttöajat. Kaavan 2 mukaisesti puhaltimien sähkönkulutus on vuodessa:

tulopuhallin	$0,84 \text{ kW} * 4444,96 \text{ h} = 3733,766 \text{ kWh.}$
--------------	---

SFP-luku	0,763
----------	-------

poistopuhallin $0,50 \text{ kW} * 4444,96 \text{ h} = 2222,480 \text{ kWh}$.

SFP-luku 0,312

SFP-luku koneelle yhteensä 0,837

Tällöin vuotuinen energian hinta on nykyisillä puhaltimilla:

tulopuhallin $3733,766 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 336,03 \text{ e}$

poistopuhallin $2222,480 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 200,02 \text{ e}$

TK13	
ma-la 8:40-21:00	
su 9:30-21:00	
käyntiaika	
12,33	tuntia/ma-la
11,5	tuntia/sunnuntai
312	arkipäivää ja lauantaita
52	sunnuntaita
4444,96	käyntiaika/vuosi

Kuva 12. Käyntiaikataulukko TK13

Uusien puhaltimien energiankulutukset toimintapisteissä:

tulopuhallin $0,372 \text{ kW} * 4444,96 \text{ h} = 1653,525 \text{ kWh}$

SFP-luku 0,338

poistopuhallin $0,759 \text{ kW} * 4444,96 \text{ h} = 3373,724 \text{ kWh}$

SFP-luku 0,474

SFP-luku koneelle yhteensä 0,706

Tällöin vuotuinen energian hinta on uusilla puhaltimilla:

tulopuhallin $1653,525 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 148,81 \text{ e}$

poistopuhallin $3373,724 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 303,63 \text{ e}$

Puhaltimet uusittaessa prosentuaalinen säästö tulopuhaltimessa on 55,71 % ja poistopuhaltimessa kulutus kasvaa 51,7 %, joka on rahallisesti tulopuhaltimessa 187,22 e/vuosi säästöä ja poistopuhaltimessa 103,61 e/vuosi nousua.

TK13:ssa jälkilämmityspatterin pumpun käyntiaika laskennallisesti vuodessa oli 7468,29 tuntia sekä nykyinen sähkönkulutus 0,057 kW, joten vuosittainen sähkönkulutus on:

$$7468,29 \text{ h} * 0,057 \text{ kW} = 425,69 \text{ kW/h}$$

Energian hinta:

$$425,69 \text{ kW/h} * 0,09 \text{ e/kW/h} = 38,31 \text{ e}$$

Uudella pumpulla samassa mitoitusasteessa pumpun laskennallinen sähkönkulutus on 0,035 kW, joten vuosittainen sähkönkulutus on:

$$7468,29 \text{ h} * 0,035 \text{ kW} = 261,39 \text{ kW/h}$$

Energian hinta:

$$261,39 \text{ kW/h} * 0,09 \text{ e/kW/h} = 23,52 \text{ e}$$

Tällöin prosentuaalinen säästö pumpuissa on 38,6 % ja rahallinen säästö 14,79 e/vuosi.

7.6 Ilmanvaihtokone 18

TK18:n tulopuhallin kulutti toimintapisteessään (2,8 m³/s, 150 Pa ja poisto 4 m³/s, 180 Pa) 1,06 kW ja poistopuhallin 1,68 kW. Kuvassa 13 on TK18:n käyttöajat. Kaavan 2 mukaisesti puhaltimien sähkönkulutus on vuodessa:

tulopuhallin	$1,06 \text{ kW} * 4628 \text{ h} = 4905,680 \text{ kWh.}$
--------------	--

SFP-luku	0,378
----------	-------

poistopuhallin $1,68 \text{ kW} * 4628 \text{ h} = 7775,040 \text{ kWh}.$

SFP-luku 0,420

SFP-luku koneelle yhteensä 0,685

Tällöin vuotuinen energian hinta on nykyisillä puhaltimilla:

tulopuhallin $4905,680 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 441,51 \text{ e}$

poistopuhallin $7775,040 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 699,75 \text{ e}$

TK18	
ma-la 8:00-21:00	
su 10:00-21.00	
käyntiaika	
13 tuntia/ma-la	
11 tuntia/sunnuntai	
312 arkipäivää ja lauantaita	
52 sunnuntaita	
4628 käyntiaika/vuosi	

Kuva 13. Käyntiaikataulukko TK18

Uusien puhaltimien energiankulutukset toimintapisteissä:

tulopuhallin $0,696 \text{ kW} * 4628 \text{ h} = 3221,088 \text{ kWh}$

SFP-luku 0,248

poistopuhallin $1,153 \text{ kW} * 4628 \text{ h} = 5336,084 \text{ kWh}$

SFP-luku 0,288

SFP-luku koneelle yhteensä 0,462

Tällöin vuotuinen energian hinta on uusilla puhaltimilla:

tulopuhallin $3221,088 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 289,89 \text{ e}$

poistopuhallin $5336,084 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 480,24 \text{ e}$

Puhaltimet uusittaessa prosentuaalinen säästö tulopuhaltimessa on 34,3 % ja poistopuhaltimessa 31,3 %, joka on rahallisesti 151,62 e/vuosi tulopuhaltimessa sekä 219,51 e/vuosi poistopuhaltimessa.

TK18:ssa jälkilämmityspatterin pumpun käyntiaika laskennallisesti vuodessa oli 7468,29 tuntia sekä mitattu nykyinen sähkönkulutus 0,3 kW, joten vuosittainen sähkönkulutus on:

$$7468,29 \text{ h} * 0,3 \text{ kW} = 2240,48 \text{ kW/h}$$

Energian hinta:

$$2240,48 \text{ kW/h} * 0,09 \text{ e/kW/h} = 201,64 \text{ e}$$

Uudella pumpulla samassa mitoitusasteessa pumpun laskennallinen sähkönkulutus on 0,194 kW, joten vuosittainen sähkönkulutus on:

$$7468,29 \text{ h} * 0,194 \text{ kW} = 1448,84 \text{ kW/h}$$

Energian hinta:

$$1448,84 \text{ kW/h} * 0,09 \text{ e/kW/h} = 130,39 \text{ e}$$

Tällöin prosentuaalinen säästö pumpuissa on 35,3 % ja rahallinen säästö 71,25 e/vuosi.

7.7 Ilmanvaihtokone 20

TK20:n tulopuhallin kulutti toimintapisteessään (Tulo 3 m³/s, 300 Pa ja poisto 1,9 m³/s, 150 Pa) 1,59 kW ja poistopuhallin 0,55 kW. Kuvassa 14 on TK20:n käyttöajat. Kaavan 2 mukaisesti puhaltimien sähkönkulutus on vuodessa:

tulopuhallin	$1,59 \text{ kW} * 8760 \text{ h} = 13928,4 \text{ kWh.}$
--------------	---

SFP-luku	0,530
----------	-------

poistopuhallin $0,55 \text{ kW} * 8760 \text{ h} = 4818,0 \text{ kWh}$.

SFP-luku 0,289

SFP-luku koneelle yhteensä 0,713

Tällöin vuotuinen energian hinta on nykyisillä puhaltimilla:

tulopuhallin $13928,4 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 1253,56 \text{ e}$

poistopuhallin $4818 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 433,62 \text{ e}$

TK20	
ma-su 24h	
käyntiaika	
24	tuntia/päivä
365	päivää/vuosi
8760	käyntiaika/vuosi

Kuva 14. Käyntiaikataulukko TK20

Uusien puhaltimien energiankulutukset toimintapisteissä:

tulopuhallin $1,439 \text{ kW} * 8760 \text{ h} = 12605,64 \text{ kWh}$

SFP-luku 0,480

poistopuhallin $0,502 \text{ kW} * 8760 \text{ h} = 4397,52 \text{ kWh}$

SFP-luku 0,264

SFP-luku koneelle yhteensä 0,647

Tällöin vuotuinen energian hinta on uusilla puhaltimilla:

tulopuhallin $12605,64 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 1134,50 \text{ e}$

poistopuhallin $4397,52 \text{ kWh} * 0,09 \text{ e/kWh} = 395,77 \text{ e}$

Puhaltimet uusittaessa ilman lämmöntalteenoton lisäämistä prosentuaalinen säästö tulopuhaltimessa on 9,4 % ja poistopuhaltimessa 8,7 %, joka on rahallisesti tulopuhaltimessa 119,06 e/vuosi säästöä sekä poistopuhaltimessa 37,85 e/vuosi.

TK20:ssa jälkilämmityspatterin pumpun käyntiaika laskennallisesti vuodessa oli 6921,15 tuntia sekä nykyinen sähkönkulutus 0,32 kW, joten vuosittainen sähkönkulutus on:

$$6921,15 \text{ h} * 0,32 \text{ kW} = 2214,76 \text{ kW/h}$$

Energian hinta:

$$2214,76 \text{ kW/h} * 0,09 \text{ e/kW/h} = 199,32 \text{ e}$$

Uudella pumpulla samassa mitoitusasteessa pumpun laskennallinen sähkönkulutus on 0,194 kW, joten vuosittainen sähkönkulutus on:

$$6921,15 \text{ h} * 0,194 \text{ kW} = 1342,70 \text{ kW/h}$$

Energian hinta:

$$1342,70 \text{ kW/h} * 0,09 \text{ e/kW/h} = 120,84 \text{ e}$$

Tällöin prosentuaalinen säästö pumppuissa on 39,5 % ja rahallinen säästö 78,48 e/vuosi.

8 Tulokset

Kun tiedetään pumppujen ja puhaltimien osalta vuotuiset energiankulutukset, saadaan myös energian hinta/puhallin tai pumppu, pystytään laskemaan takaisinmaksuaika, eli kuinka nopeasti uusi puhallin tai pumppu maksaa tuottamiensa säästöjen kautta itsensä takaisin. Tässä laskennassa huomioidaan laiteinvestointien kustannukset ja niiden suhde vuotuisiin säästöihin. Mahdollista

takaisinmaksuajan korkoa, sen muuttumista tai energian hinnan muutosta ei huomioida tässä.

Liitteeseen 1 on kerätty kaikki tulokset taulukkoon, jolloin kokonaisuuden voi tarkastaa yhdestä taulukosta.

Ilmanvaihtokone 7:ssä puhaltimista ei saatu pienempiä kulutuksia aikaan, jolloin säästöjen kautta tapahtuvaa takaisinmaksuaikaa ei pystytä laskemaan. Lämmityspatterin pumpun vuosittainen säästö oli 41,75 euroa vuodessa ja uuden pumpun hinta on 587 euroa, jolloin takaisinmaksuajaksi muodostuu:

$$587 \text{ e} / 41,75 \text{ e/vuosi} = 14,05 \text{ vuotta.}$$

Ilmanvaihtokone 8:ssa ei tulopuhaltimista saatu vuotuisia säästöjä aikaiseksi, joten sille ei takaisinmaksuaikaa ole mahdollista laskea. Poistopuhaltimien vuosittainen säästö oli 749,41 euroa. Uusien poistopuhaltimien hinta on 9849 euroa, jolloin poistopuhaltimien takaisinmaksuajaksi muodostuu:

$$9849 \text{ e} / 749,41 \text{ e/vuosi} = 13,14 \text{ vuotta.}$$

Lämmityspatterin pumpun vuotuinen säästö oli 47,32 euroa ja uuden pumpun hinta oli 587 euroa, jolloin takaisinmaksuaika on:

$$587 \text{ e} / 47,32 \text{ e/vuosi} = 12,40 \text{ vuotta.}$$

Ilmanvaihtokone 11:ssa ei tulo- että poistopuhaltimista vuotuisia säästöjä ei syntynyt, joten takaisinmaksuaika on negatiivinen. Lämmityspatterin pumpun vuotuinen säästö oli 5,38 e/vuosi ja uuden pumpun hinta on 323 e, jolloin takaisinmaksuajaksi muodostuu:

$$323 \text{ e} / 5,38 \text{ e/vuosi} = 60,03 \text{ vuotta.}$$

Ilmanvaihtokone 12:ssa tulo- eikä poistopuhaltimessa ei saavuteta vuotuisia säästöjä, jolloin takaisinmaksuaika on negatiivinen.

Lämmityspatterin pumpun säästö vuodessa oli 10,59 euroa ja uuden pumpun hinta 323 e. Takaisinmaksuaika on:

$$323 \text{ e} / 10,59 \text{ e/vuosi} = 30,5 \text{ vuotta.}$$

Ilmanvaihtokone 13:ssa tulopuhaltimessa vuotuinen säästö oli 187,22 euroa ja uuden tulopuhaltimen hinta oli 3843 euroa, jolloin takaisinmaksuajaksi muodostuu:

$$3843 \text{ e} / 187,22 \text{ e/vuosi} = 20,52 \text{ vuotta.}$$

Uuden poistopuhaltimen kulutus oli nykyiseen puhaltimeen nähden suurempi, jolloin takaisinmaksuaika sillä on negatiivinen. Lämmityspatterin pumpun säästö vuodessa oli 14,79 euroa/vuosi ja uuden pumpun hinta oli 323 euroa, mikä tarkoittaa pumpun takaisinmaksuajaksi:

$$323 \text{ e} / 14,79 \text{ e/vuosi} = 21,83 \text{ vuotta.}$$

Ilmanvaihtokone 18:ssa sekä tulo- että poistopuhaltimen uusinnalla oli mahdollista saada säästöjä aikaiseksi. Tulopuhaltimen vuotuinen säästö oli 151,62 euroa ja uuden puhaltimen hinta oli 7028,23 euroa, jolloin takaisinmaksuajaksi muodostuu:

$$7028,23 \text{ e} / 151,62 \text{ e/vuosi} = 46,35 \text{ vuotta.}$$

Poistopuhaltimen vuotuinen säästö oli 219,51 euroa ja uuden puhaltimen hinta oli 7781,17 euroa, mikä muodostaa takaisinmaksuajaksi:

$$7781,17 \text{ e} / 219,51 \text{ e/vuosi} = 35,44 \text{ vuotta.}$$

Lämmityspatterin pumpun saavuttama säästö vuodessa oli 71,24 e ja uuden pumpun hinta oli 587 euroa. Takaisinmaksu aika on siis:

$$587 \text{ e} / 71,24 \text{ e/vuosi} = 8,23 \text{ vuotta.}$$

Ilmanvaihtokone 20:ssä tulopuhaltimen uusimisella saavutetaan säästöjä 119,06e/vuosi. Uuden puhaltimen hinta oli 7332 euroa, joten takaisinmaksuajaksi muodostuu:

$$7332 \text{ e} / 119,06 \text{ e/vuosi} = 61,58 \text{ vuotta.}$$

Poistopuhaltimen uusinnalla saavutettiin 37,85 euron säästö ja uuden puhaltimen hinta oli 3362,35 euroa, joten takaisinmaksuaika on:

$$3362,35 \text{ e} / 37,85 \text{ e/vuosi} = 88,83 \text{ vuotta.}$$

Lämmityspatterin pumpun vuosisäästö oli 78,48 euroa ja uuden pumpun hinta oli 587 euroa, joten takaisinmaksuaika pumpulle on:

$$587 \text{ e} / 78,48 \text{ e/vuosi} = 7,47 \text{ vuotta.}$$

9 Yhteenveto

Kun tutkittiin luvuissa 7 ja 8 saatuja energiankulutusarvoja sekä takaisinmaksuaikoja huomattiin, että kokonaisuutena ajateltuna mahdollisesti saavutettavat säästöt eivät olleet niin suuria kuin alussa ajateltiin. Kun yhteensä seitsemää konetta verrattiin ja niissä jokaisessa oli kolme vertailtavaa komponenttia (2 puhallinta sekä pumppu), niin 13 komponentissa saavutettiin säästöjä, kun niitä yhteensä oli 21.

Varsinkin pumpuissa säästöt olivat prosentuaalisesti korkeita, alimmillaan 17,8 %, keskiarvo 35,57 % ja parhaillaan 42,5 %. Niistä saatavat säästöt ovat pieniä johtuen niiden käyttämän energian vähäisyydestä.

Säästöt puhaltimissa, mistä oli mahdollista niitä saada aikaan, olivat suhteellisen pieniä. Nykyiset radiaalipuhaltimet ovat korkeissa ilmamäärissä sekä paineenkorotustarpeissa tehokkaita verraten kammiopuhaltimiin, mikä voi vaikuttaa odotettua pienempiin säästöihin. Ilmanvaihtokoneissa 8 tulo- ja poistopuhaltimiin ei löytynyt täysin optimaalista puhallinta johtuen kammion

koosta. Sama ongelma oli TK13:sta tulopuhaltimessa sekä TK20:sen tulopuhaltimessa.

Ainoastaan ilmanvaihtokone 8:n poistopuhaltimen takaisinmaksuaika oli alle 15 vuotta ja huonoimmillaan takaisinmaksuaika oli 80 vuotta, joka on helposti yli puhaltimen käyttöiän. Prosentuaalisesti säästöjen oli puhaltimissa alimmillaan 8,7 % ja parhaimmillaan 55,7 %. Keskiarvosäästö puhaltimista, joissa säästöä saatiin, oli 29 %. Takaisinmaksuajat myös muutamaa poikkeusta lukuun ottamatta suhteellisen korkeita, jolloin investoinnin kannattavuutta tulee pohtia.

10 Pohdinta

Opinnäytetyössä selvitettiin, kuinka paljon on mahdollista saavuttaa säästöjä uudistamalla vanhojen ilmanvaihtokoneiden komponentteja. Tulokset ovat tiivistettynä kohdassa 9. Opinnäytetyön tavoitteeseen päästiin, eli saatiin selvitettyä, onko mahdollista saavuttaa säästöjä uudistamalla ilmanvaihtokoneiden osia. Opinnäytetyötä aloittaessa ensimmäinen arvio oli, että uudistamisella saavutettavat säästöt olisivat kauttaaltaan kannattavia. Opinnäytetyön aikana oltuani yhteydessä laitevalmistajiin sekä tehdessäni lopullisia laskelmia näin, miten eri muuttujat vaikuttavat lopputuloksiin ja ymmärsin alkutilanteeseen verrattuna huomattavasti paremmin, mitä on mahdollista saavuttaa tämän tapaisilla toimenpiteillä.

Tämä laskelma antaa myös pohjatietoja sekä verrattavia tuloksia, kun laitteistojen tekninen käyttöikä tulee täyteen. Tällöin koneita uusittaessa tiedetään vanhojen järjestelmien kulutustiedot ja on mahdollista suunnitella laitteistot, joilla päästäisiin vähintään saman tasoihin tuloksiin tai jopa mahdollisesti tehokkaampiin lukemiin. Kokonaan uudistettaessa ilmanvaihtokoneita kammioden koot eivät tule vastaan, jolloin kohteeseen soveltuva puhallinvalikoima kasvaa suuremmaksi. Mikäli laitteistoja rikkoutuu ennen kuin uudistaminen tapahtuu, niin uuden puhaltimen hankinnassa tulee

ottaa huomioon tässä opinnäytetyössä käsitellyt asiat, jotka ovat puhaltimien teknisiä ominaisuuksia (ilmamäärä, paineenkorotuskyky, koko, puhallintyyppin soveltuvuus).

Opinnäytetyössä suoritettujen mittausten määrä oli suuri, mutta mittausten tarkkuudessa pyrittiin huolellisuuteen. Kuten kohdassa 2 totesin, niin ilmamäärien mittauksessa suojaetäisyyksien puuttuminen osassa mittauksia voi vaikuttaa mittausten tarkkuuteen. Konehuoneissa kanavat tekevät paljon mutkia, jolloin pitemmän suoran osuuden löytäminen, jossa suojaetäisyydet täytyisivät ei aina löytynyt. Sähkömittaukset tehtiin sähkömiehen kanssa kohteeseen soveltuvalla True-RMS -mittarilla, joka huomioi taajuusmuuttajasta tulevat yliaallot. Tutustuin mittalaitteisiin tarkasti ennen kuin aloitimme mittaukset, jottei mittausvirheitä tapahtuisi virheellisen mittaustavan takia. Tämän takia suoritettuja mittauksia voidaan pitää luotettavina.

Opinnäytetyötä tehdessäni olen oppinut huomattavasti lisää ilmanvaihtojärjestelmistä sekä sen energiatehokkuuteen vaikuttavista tekijöistä. Jo alusta lähtien pääsin tutustumaan isomman mittakaavan ilmanvaihtojärjestelmäkokonaisuuksiin ja mitä niihin sisältyy. Opinnäytetyön aikana opin myös suunnitelmallisuutta sekä järjestelmällisyyttä, koska työ oli laaja ja se vaati paneutumista sekä suunnittelua, jotta kokonaisuus pysyisi hallussa. Opinnäytetyötä tehdessäni opin prosessityöskentelyä, eli kuinka suorittaa tämän tapainen tutkimus alusta loppuun saakka. Tämä kokemus on varmasti hyödyllinen, kun mietitään omaa ammatillista kasvua sekä tulevaisuutta työelämässä.

Pääsin myös olemaan yhteistoiminnassa eri laitevalmistajien kanssa ja suunnittelemaan, mikä olisi paras ratkaisu, millä päästäisiin haluttuihin tavoitteisiin. Olin myös itse mukana suunnittelussa ja vaikuttamassa valintoihin, joita lopulta käytettiin, kun valittiin laitteita.

Hyvänä jatkotutkimusideana aiheesta pidän sitä, että tutkittaisiin, onko miten mahdollista saavuttaa lisää säästöjä nykyisiä järjestelmiä vielä tarkemmin ohjaamalla tai käytön tarpeenmukaistamisella. Mikäli määräysten ja ilmanlaadun raja-arvot eivät ylity tai alitu, niin puhallin/pumpputehoja säättämällä vastaamaan tarkasti tarvetta saataisiin vielä lisää energiansäästöjä mahdollisesti aikaiseksi.

Lähteet

1. Swema AB. Manual for Swema 3000. Swema AB.
http://www.swema.com/Prod_docs/Swema%203000%20manual%205.31_eng.pdf. 20.5.2018.
2. LVI-talotekniikkateollisuus Ry. 2009. SFP-opas. LVI-talotekniikkateollisuus Ry. http://ilmansuodatin.com/data/sfpopas3_060709.pdf. 9.5.2018
3. Harju, P. 2008. Ilmastointitekniikan oppikirja 1. Penan Tieto-Opus Ky. ISBN 978-952-67003-2-8
4. Seppänen, O. 2008. Ilmastointitekniikka ja sisäilmasto. Suomen LVI-yhdistyksen liitto. Anjalankoski: SOLVER palvelut Oy. ISBN 951-96998-0-6.
5. Sandberg, E. 2014. Sisäilmasto ja ilmastointijärjestelmät. Talotekniikka-Julkaisut Oy. ISBN 978-952-99770-6-2
6. Fläkt Woods Group. 2018. <http://www.flaktwoods.fi/products/>. Tuotteet. 19.5.2018
7. Seppänen, O. 1995. Rakennusten lämmitys. Suomen LVI-yhdistyksen liitto. ISBN 951-97233-1-5
8. Fläkt Woods Group. 2015. Puhaltimen vaihto. Fläkt Woods Group.
<http://resources.flaktwoods.com/Perfion/File.aspx?id=70072eb6-48a7-4534-a1e1-9db6709cb22b>. 26.4.2018
9. Ympäristöministeriön asetus uuden rakennuksen energiatehokkuudesta 1010/2017
10. Mäkinen, P. 2017. FINVAC 2017. Fläkt Woods Group.
https://asiakas.kotisivukone.com/files/finvac.kotisivukone.com/tiedostot/CE2017_8_Makinen.pdf. 24.5.2018
11. Ilmatieteen laitos. Havaintojen lataus. <http://ilmatieteenlaitos.fi/havaintojen-lataus#!/>. 10.5.2018
12. Valtanen, E. 2013. Tekniikan taulukkokirja. Genesis-kirjat Oy. ISBN 978-952-9867-38-7

Laskentatulosten tiivistelmä

	Tulopuhallin säästö%	Tulopuhallin säästö €/vuosi	Tulopuhallin takaisinmaksu aika/vuosi		Poistopuhallin säästö%	Poistopuhallin säästö €/vuosi	Poistopuhallin takaisinmaksu aika/vuosi
TK7	-264,7	-1201,81	-		-48,8	-237,44	-
TK8	-10,9	199,22	-		34,9	749,41	13,14
TK11	-8	-22,8	-		-11,7	-29,19	-
TK12	-53,4	-242,45	-		-63,5	-261,81	-
TK13	55,71	187,22	20,52		-51,7	-103,61	-
TK18	34,3	151,62	46,35		31,3	219,51	35,44
TK20	9,4	119,06	61,58		8,7	37,85	88,83

	Nykyisen pumpun energiankulutus kW	Uuden pumpun energiankulutus kW	Pumppu säästö %	Pumppu säästö €/vuosi	Takaisinmaksu aika
TK7	0,17	0,11	35,3	41,75	14,05
TK8	0,17	0,102	40	47,32	12,4
TK11	0,045	0,037	17,8	5,38	60,3
TK12	0,04	0,023	42,5	10,59	30,5
TK13	0,057	0,035	38,6	14,79	21,83
TK18	0,3	0,194	35,3	71,25	8,23
TK20	0,32	0,194	39,5	78,48	7,47

SFP-arvot	vanha tulo	uusi tulo		SFP-arvot	vanha poisto	uusi poisto		SFP-arvot	vanha kok.	uusi kok.
TK7	0,266	0,728		TK7	0,366	0,546		TK7	0,458	1
TK8	0,866	0,541		TK8	0,768	0,469		TK8	1,06	0,916
TK11	0,342	0,37		TK11	0,286	0,391		TK11	0,64	0,705
TK12	0,9	1,381		TK12	0,835	1,367		TK12	1,735	2,748
TK13	0,763	0,338		TK13	0,312	0,474		TK13	0,837	0,706
TK18	0,378	0,248		TK18	0,42	0,288		TK18	0,685	0,462
TK20	0,53	0,48		TK20	0,289	0,264		TK20	0,713	0,647

Esimerkkikuva puhaltimen mitoitusivusta

Tekniset tiedot



Projektin nimi		Päivämäärä	16.5.2018 13:37
Positio/tuote	TF7 ja PF7_a	Projektin tiedot	
Asiakkaan viite		Positio	
Viitteemme			
Puhallintyyppi	mmiopuhallin CF3D - PM	Puhaltimen tiedot	
Puhallinkoodi	GMPM-1-00-071-5510	Max pyörimisnopeus	1460 r/min
Lukumäärä	2	Ilmavirran mittauksen k-arvo	9.07
Lähtöarvot		Liitântätapa	
Ilmavirta	3.750 m³/s	Liitostapa : Puhallin ilmastointikoneessa	
Syötetty staattinen paine	750 Pa	IV-koneen leveys	2200 mm
		IV-koneen korkeus	1550 mm
Lasketut toiminta-arvot		Kaasun ominaisuudet	
Ilmavirta	3.750 m³/s	Tiheys	1.199 kg/m³
IV-koneen liitântähäviö	2 Pa	Lämpötila	20.0 °C
Muut häviöt	0 Pa	Ilmankosteus	50.00 %
Puhaltimen staattinen paine	752 Pa	Korkeusasema	0 m
Pyörimisnopeus	1284 r/min	Paino	
Kokonaisäänitaso	83.5 dB(A)	Puhallin	86.0 kg
Akseliteho	-- kW	Moottori	-- kg
Verkosta otettu teho Ped	4.210 kW	Lisätarvikkeet	9.0 kg
Staatinen kokonaishyötysuhde	67.0 %	Yhteensä	95.0 kg
SFP-arvo	1.123 kW/m³/s		

Puhallindata on testattu standardien ISO 5801 ja ISO 13347-2 mukaisesti. Äänidata alla on annettu valitulle liitântätavalle.
Oktaavikaistoittainen äänitaso siipitaajuudella voi olla korkeampi kuin alla laskettu.

Äänitaso ilmastointikoneessa on laskennallinen

Lwocf (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Lwt (dB)	LwA (dBA)
Ulospuh. rak.osaan	73.6	80.0	78.9	81.6	76.5	77.1	72.3	69.8	86.7	83.5
Vapaa imupuoli	70.1	79.0	77.8	74.4	74.7	72.1	68.3	62.8	83.7	79.2

Moottorikoodi	AMPM-13-5555-30-02	Nopeussäädin	FC101 irrallaan
Moottorityyppi	PM-moottori	Taajuusmuuttajan teho	5.50 kW
Moottorin teho	5.50 kW	Laskennallinen toimintapisteen Hz	64.2 Hz
Nimellispyörimisnopeus	1300 r/min	Laskennallinen ohjausjännite	8.5 V
Moottorin hyötysuhde	91.4 %	Max pyörimisnopeus moottorin kans	1460 r/min
Hyötysuhdeluokka	IE4	Laskennallinen max Hz	73.0 Hz
Moottorin nimellisvirta	12.00 A	Syötön nimellinen virta	11.20 A
IEC-koko	112	Sähkönsyöttö	400V 3~50Hz
Lisätarvikkeet		Puhaltimen nimellisteho	-- kW
Tärinänvaimenninsarja, kumi		GMEZ-42-00-071-1-0	
Ilmamääränmittaus neljällä nipalla		GMEZ-09-00-071-1-0	
Joustava liitin		GMEZ-21-00-071-1-0	
Ilmamäärä / Paine-ero lähtet		GTLZ-86-00-0-0	

ErP-direktiivin mukaiset tiedot

ErP 2015 mukainen

Kokonaishyötysuhde	68.4 %	Pyörimisnopeus	1460 r/min
Hyötysuhdetaso N	73	Tavoite hyötysuhdeluokka N	62
Verkosta otettu teho	6.284 kW	Liitântätapa	A
Ilmavirta	4.654 m³/s	Hyötysuhdeluokka	staattinen
Paine	923 Pa	Taajuusmuuttaja	Kyllä
TÜV-luokitus	B0	DIN 24166 luokitus	LK 1

Esimerkkikuva pumpun mitoitusivusta

